



①⑨ **BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND**



**DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT**

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 100 46 926 A 1**

⑤① Int. Cl.⁷:
F 16 H 37/08

⑦① Aktenzeichen: 100 46 926.4
⑦② Anmeldetag: 21. 9. 2000
④③ Offenlegungstag: 7. 6. 2001

DE 100 46 926 A 1

③⑩ Unionspriorität:
422642 22. 10. 1999 US

⑦① Anmelder:
General Motors Corporation, Detroit, Michigan, US

⑦④ Vertreter:
Manitz, Finsterwald & Partner GbR, 80538 München

⑦② Erfinder:
Wooden, Elizabeth Irene, Farmington Hills, Mich.,
US

Drawings!

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

- ⑤④ Koaxiales Traktionsgetriebe mit einer einzigen Betriebsart und einem über Zahnräder hergestellten, neutralen Zustand
- ⑤⑦ Ein stufenloses Getriebe umfaßt eine stufenlos verstellbare Einheit, die koaxiale Antriebs- und Abtriebswellen aufweist, die auch koaxial zum Antrieb und Abtrieb des stufenlosen Getriebes liegen. Die stufenlos verstellbare Einheit umfaßt einen Toroidantrieb mit zwei Antriebselementen, zwei Abtriebselementen und mehreren dazwischen angeordneten Übertragungselementen. Das stufenlose Getriebe umfaßt einen Summierdifferentialplanetenradsatz mit einem Element, das von dem Antrieb der stufenlos verstellbaren Einheit angetrieben wird, einem zweiten Element, das von dem Antrieb der stufenlos verstellbaren Einheit angetrieben wird, und einem dritten Element, das den Antrieb des stufenlosen Getriebes antreibt. Der Abtrieb der stufenlos verstellbaren Einheit ist über einen zentralen zusammengesetzten Planetenradsatz verbunden, der koaxial um die Antriebswelle der stufenlos verstellbaren Einheit herum angeordnet und zwischen den Abtriebselementen der stufenlos verstellbaren Einheit angeordnet ist. Die Antriebswelle der stufenlos verstellbaren Einheit absorbiert die durch die Antriebselemente der stufenlos verstellbaren Einheit aufgebrauchten Normalkräfte, wodurch die Tragfähigkeit von einigen der Drehlager reduziert werden kann.

DE 100 46 926 A 1

Beschreibung

Diese Erfindung betrifft stufenlos verstellbare Traktionsgetriebe der Toroidart und insbesondere solche Getriebe mit einem über Zahnräder hergestellten, neutralen Zustand.

Stufenlose Getriebe mit Mitnahmereibungs- oder Traktionsantrieb der Toroid- oder Torusart weisen eine Antriebs-scheibe, eine Abtriebs-scheibe und mehrere Reibrollen auf, die mit den Antriebs- und Abtriebs-scheiben in Reibeingriff stehen. Kraft oder Leistung wird über das Getriebe durch den Mitnahmereibungs-triebstrang zwischen den Antriebs-scheiben, den Abtriebs-scheiben und den Reibrollen übertragen. Das Übersetzungsverhältnis zwischen den Antriebs-scheiben und den Abtriebs-scheiben ist durch den Arbeitswinkel der Reibrollen relativ zu den Antriebs- und Abtriebs-scheiben bestimmt. Die Antriebs-scheiben und Abtriebs-scheiben sind vorzugsweise in Paaren angeordnet, wobei die Antriebs-scheiben entgegengesetzte Enden sind und die Abtriebs-scheiben in der Mitte liegen. Die Antriebskraft wird mit den Antriebs-scheiben über eine Toroidantriebswelle in Verbindung gebracht, und die Abtriebskraft wird von den Abtriebs-scheiben über eine Toroidabtriebswelle entnommen. Die Toroidabtriebswelle verläuft durch die Mitte zumindest einer der Antriebs-scheiben.

Um die Positionierung der Toroidabtriebswelle zu ermöglichen, ist eine Doppelachsenkonstruktion üblich. Diese Systeme verwenden eine Gegenwelle, um die beiden Antriebs-scheiben mit dem Kraftausgang zu verbinden. Die Gegenwelle ist radial außen in bezug auf die Antriebs- und Abtriebs-scheiben angeordnet, was es notwendig macht, daß das Getriebe eine größere Trommelgröße besitzt, als sie durch den Radius der Scheiben erforderlich ist.

Zum Übertragen der Kraft über Mitnahmereibung oder Traktion werden die Antriebs-scheiben durch mechanische oder hydraulische Mittel aufeinander zu gedrückt, um die passende Normalkraft zwischen den Antriebs-scheiben, den Abtriebs-scheiben und den Reibrollen und den Arbeitswinkel der Reibrollen herzustellen. Die neuesten Konstruktionen dieser Getriebe verwenden elektrohydraulische Steuerungssysteme, um die erforderlichen Normalkräfte aufzubringen. Diese Systeme gestatten eine genauere Steuerung der Kräfte, die notwendig sind, um die passende Normalkraft und die Kraft, die die Positionierung der Reibrollen herstellt, zu erzielen. Bei den Getrieben nach dem Stand der Technik mit den Konstruktionen mit einem einzigen Hohlraum werden die auf die Antriebs-scheiben aufgebrachten Kräfte von dem Getriebegehäuse über Drehlager absorbiert oder diese wirken den Kräften entgegen. Obwohl dies ein sehr effektiver Aufbau ist, verringert er den Gesamtwirkungsgrad des Getriebes aufgrund des Leistungsverlustes bei der Relativdrehung der Lagerflächen.

Um einen über Zahnräder hergestellten neutralen Zustand zu schaffen, wird üblicherweise ein Summierplanetengetriebe verwendet. Das Summierplanetengetriebe umfaßt ein Element, das mit dem Toroidantrieb verbunden ist, ein Element, das mit dem Toroidabtrieb verbunden ist, und ein drittes Element, das mit dem Getriebeausgang verbunden ist. Es sind zwei Arten von Summierplanetenradsätzen verwendet worden.

Der üblichste, der verwendet wird, ist ein einfacher Planetenradsatz, der ein Sonnenrad, ein Hohlrad und eine Planetenradträgeranordnung aufweist, die mehrere Planetenräder umfaßt, die mit dem Sonnenrad sowie dem Hohlrad kämmen. Der Toroidantrieb ist mit der Trägeranordnung verbunden, der Toroidabtrieb ist mit dem Sonnenrad verbunden, und der Getriebeausgang ist mit dem Hohlrad verbunden. Abhängig von dem Zähneverhältnis zwischen dem Sonnenrad und dem Hohlrad kann der Getriebeausgang fest-

stehend (im neutralen Zustand) sein, in der Vorwärtsrichtung gedreht werden oder in der Rückwärtsrichtung gedreht werden.

Eine koaxiale Anordnung, die verwendet worden ist, ist in dem US-Patent Nr. 5 607 372 gezeigt. Die darin gezeigte koaxiale Anordnung umfaßt zwei Sonnenräder und eine Trägeranordnung mit mehreren miteinander verbundenen Planetenrädern, die mit beiden Sonnenrädern kämmen. Die Trägeranordnung ist mit dem Toroidantrieb verbunden, ein Sonnenrad ist mit dem Toroidabtrieb verbunden, und das andere Sonnenrad ist mit dem Getriebeausgang verbunden, der eine Planetenradanordnung und ein Summierdifferential ist. Die in dem oben erwähnten Patent gezeigte Toroidanordnung beseitigt die Notwendigkeit für eine Gegenwelle, um den Eingangsantrieb für den Toroidantrieb bereitzustellen.

Es ist ein Ziel der vorliegenden Erfindung, ein verbessertes, koaxiales Toroidgetriebe zu schaffen.

Gemäß einem Aspekt der vorliegenden Erfindung ist ein Toroidgetriebe mit koaxialen Antriebs- und Abtriebswellen versehen. Gemäß einem weiteren Aspekt der vorliegenden Erfindung ist ein Planetenradsatz zentral in bezug auf die Abtriebs-scheiben angeordnet, um von dort Kraft zu übertragen.

Nach einem anderen Aspekt der vorliegenden Erfindung ist der Toroidabtrieb mit einem sich außerhalb des Toroidantriebs befindenden Summierdifferential verbunden.

Gemäß einem weiteren Aspekt der vorliegenden Erfindung ist der Toroidantrieb mit dem Summierdifferential über eine zentrale Welle verbunden, die durch den zentral angeordneten Planetenradsatz hindurch verläuft. Nach einem weiteren Aspekt der vorliegenden Erfindung wird die auf die Antriebs-scheiben aufgebrachte Normalkraft in den Eingangsantriebs-elementen aufgenommen. Gemäß einem weiteren Aspekt der vorliegenden Erfindung werden die auf die Antriebs-scheiben aufgebrachten Normalkräfte ohne die Verwendung relativ rotierender Drucklager aufgenommen.

Die vorliegende Erfindung ist in einem stufenlosen Getriebe mit einer einzigen Betriebsart und einem über Zahnräder hergestellten, neutralen Zustand repräsentiert. Das Getriebe weist eine stufenlos verstellbare Einheit (continuously variable unit = CVU) mit koaxialen Toroidantriebs- und -abtriebswellen auf. Die Antriebswelle führt den Antriebs-scheiben der stufenlos verstellbaren Einheit von einer Antriebsmaschine, wie einem Verbrennungsmotor, Kraft zu. Die Antriebswelle ist direkt mit einer Antriebs-scheibe über eine Kugel-Nut-Anordnung und mit der anderen Antriebs-scheibe über den Planetenradträger eines Summierdifferentialzahn-radsatzes verbunden. Die Drucklasten auf die Antriebs-scheiben der stufenlos verstellbaren Einheit werden in der Antriebswelle aufgenommen.

Die Kraft an den Antriebs-scheiben wird über mehrere Reibrollen zu einem Paar Abtriebs-scheiben übertragen, die über den Träger eines zusammengesetzten Planetenradsatzes, der zwischen den Abtriebs-scheiben in konzentrischer Beziehung zur Antriebswelle angeordnet ist, miteinander verbunden sind. Das Sonnenrad des zusammengesetzten Planetenradsatzes ist über eine Hohlwelle mit dem Sonnenrad des Summierdifferentials verbunden. Das Hohlrad des zusammengesetzten Planetenradsatzes ist an dem Getriebegehäuse an Masse gelegt. Das Hohlrad des Summierdifferentials ist über eine selektiv in Eingriff bringbare Kupplung mit einer Getriebeausgangswelle verbunden. Die Drehzahl und Richtung des Hohlrades des Summierdifferentials und somit des Getriebeausgangs wird durch das Übersetzungsverhältnis der stufenlos verstellbaren Einheit bestimmt. Durch Steuern des Winkels der Reibrollen relativ zu den Antriebs- und Abtriebs-scheiben wird das Übersetzungsverhältnis der stufenlos verstellbaren Einheit beeinflusst. Die

Drehung der Abtriebswelle des Getriebes kann abhängig von der Drehzahl der einzelnen Elemente des Summierdifferentials vorwärts, rückwärts oder neutral sein.

Die Erfindung wird im folgenden beispielhaft anhand der Zeichnung erläutert, in dieser ist:

Fig. 1 eine Aufrißansicht im Schnitt eines Getriebes, das die vorliegende Erfindung enthält.

Ein stufenloses Getriebe (continuously variable transmission = CVT) 10 umfaßt eine Antriebswelle 12, eine Abtriebswelle 14, eine stufenlos verstellbare Einheit (continuously variable unit = CVU) 16, einen Summierdifferentialplanetenradsatz 18 und eine selektiv in Eingriff bringbare Kupplung 20. Die Antriebswelle 12 steht über eine herkömmliche Dämpferanordnung 24 in Antriebsverbindung mit einem herkömmlichen Motor 22. Die Antriebswelle 12 steht mit einer Trägernabe oder einem Kreuz 26 über eine Keilverzahnung 28 in Antriebsverbindung. Der Begriff Keilverzahnung umfaßt hier auch Keilwellen, Keilnuten und Kerbverzahnungen. Die Trägernabe 26 ist in ihrer axialen Bewegung nach rechts auf der Welle 12 durch einen Anschlagring 30 begrenzt. Die Trägernabe 26 ist ein Bauteil einer Trägeranordnung 32, die ein Element des Summierdifferentialzahnradatzes 18 ist. Die Trägeranordnung 32 weist mehrere Planetenräder 34 auf, die auf Zapfen 36 drehbar montiert sind.

Der Summierdifferentialzahnradatz umfaßt auch ein Sonnenrad 38 und ein Hohlrad 40. Die Planetenräder 34 kämmen mit dem Hohlrad 40 sowie dem Sonnenrad 38. Das Hohlrad 40 ist über eine Keilverzahnung mit einer Nabe 42 verbunden, die einen ringförmigen verzahnten Abschnitt 44 aufweist. Der ringförmige verzahnte Abschnitt 44 stellt einen Antrieb für die Kupplung 20 bereit, die mehrere Reibscheiben 46, die mit dem Abschnitt 44 über eine Keilverzahnung verbunden sind, mehrere Reibscheiben 48, die mit einem Gehäuse 50 über eine Keilverzahnung verbunden sind, und einen Kolben 52 aufweist, der verschiebbar in dem Gehäuse 50 angeordnet ist. Das Gehäuse 50 weist einen Hohlwellenabschnitt 54 auf, der über eine Keilverzahnung mit der Abtriebswelle 14 verbunden ist.

Der Kolben 52 und das Gehäuse 50 wirken zusammen, um eine Aufbringungskammer 56 zu bilden, die durch eine herkömmliche elektrohydraulische Steuerung, nicht gezeigt, unter Druck gesetzt wird, um einen Reibeingriff zwischen den Reibscheiben 46 und 48 zu erzwingen und dadurch eine Antriebsverbindung zwischen dem Hohlrad 40 und der Abtriebswelle 14 herzustellen. Der Kolben 52 wird in dem Gehäuse 50 durch eine herkömmliche Rückstellfederanordnung 58, die zwischen einer Fliehkraftausgleichswand 62 und dem Kolben 52 zusammengedrückt ist, nach rechts gedrückt. Die Ausgleichskammer 62 ist zwischen dem Kolben 52 und der Wand 60 ausgebildet. Der Kammer 62 wird Hydraulikfluid von dem Schmierkreis über einen Kanal 64 zugeführt. Der Zweck der Ausgleichskammer 62 ist wohlbekannt. Das Fluid in der Kammer 62 gleicht den über die Fliehkraft erzeugten Druck in der Kammer 56 aus, um eine Zunahme des Kupplungsaufbringungsdrucks aufgrund der Drehgeschwindigkeit der Kupplung 20 zu beseitigen.

Die stufenlos verstellbare Einheit 10 umfaßt zwei Antriebs scheiben 66, 68, zwei Abtriebs scheiben 70, 72, mehrere Reibrollen 74, die in Reibeingriff zwischen der Antriebs scheibe 66 und der Abtriebs scheibe 70 stehen, und Reibrollen 76, die in Reibeingriff zwischen der Antriebs scheibe 68 und der Abtriebs scheibe 72 stehen. Die Reibrollen 74 und 76 sind auf jeweiligen herkömmlichen Trägeranordnungen 77 und 79, die von dem elektrohydraulischen Steuerungssystem gesteuert werden, drehbar montiert, um den Eingriffswinkel zwischen den Reibrollen 74, 76 und den jeweiligen Antriebs scheiben 66, 68 und den Abtriebs schei-

ben 70, 72 herzustellen. Bekanntlich bestimmt der Eingriffswinkel der Reibrollen 74, 76 das Drehzahlverhältnis zwischen den Antriebs scheiben 66, 68 und den Abtriebs scheiben 70, 72. Fachleute werden auch feststellen, daß die Antriebs scheiben 66, 68 und die Abtriebs scheiben 70, 72 sich in entgegengesetzte Richtungen drehen.

Die Antriebs scheibe 66 ist auf der Antriebswelle 12 über eine Kugel-Nut-Anordnung 78 montiert, die eine relative axiale Bewegung zwischen der Scheibe 66 und der Antriebswelle 12 gestattet, während eine Drehung zwischen diesen übertragen wird. Die Antriebs scheibe 68 steht mit der Trägeranordnung 32 auf eine Weise in Antriebsverbindung, daß diese in ihrer axialen Bewegung nach rechts durch den Anschlagring 30 begrenzt ist. Die Antriebs scheibe 68 dreht sich mit der Antriebswelle 12 und der Antriebs scheibe 66. Die Antriebs scheibe 66 wird auf der Antriebswelle durch Hydraulikdruck in einer Kammer 80 positioniert, die zwischen der Antriebs scheibe 66 und einem Kolben 82, der in der Kammer 80 verschiebbar angeordnet ist, ausgebildet ist. Eine axiale Bewegung des Kolbens 82 nach links wird durch einen Anschlagring 84 und eine Federscheibe 86 verhindert. Der Fluidruck in der Kammer 80 stellt die axiale Lage der Antriebs scheibe 66 auf der Antriebswelle 12 her. Der Druck in der Kammer 80 steuert auch die Normalkraft zwischen den Antriebs scheiben 66, 68, den Abtriebs scheiben 70, 72 und den Reibrollen 74, 76. Bekanntlich bestimmt die Normalkraft das maximale Drehmoment, das zwischen den Antriebs scheiben 66, 68 und den Abtriebs scheiben 70, 72 übertragen werden kann. Durch selektives Steuern des Drucks in der Kammer 80 wird das maximale Drehmoment für verschiedene Antriebskraftsituationen gesteuert.

Die Normalkräfte werden von den Antriebs scheiben 66, 68 zu den Abtriebs scheiben 70, 72 über die jeweiligen Walzen 74, 76 übertragen. Die Normalkräfte sind während der Übertragung von erhöhten Drehmomentniveaus äußerst hoch. Es ist deshalb notwendig, die Druckkräfte auf die Antriebs scheiben zu absorbieren. Mit der vorliegenden Erfindung werden diese Druckkräfte in der Antriebswelle 12 aufgenommen und nicht zum Getriebegehäuse 88 übertragen, wie es üblicherweise in stufenlosen Getrieben nach dem Stand der Technik vorgenommen wird. Die Druckkraft auf die Antriebs scheibe 66 wird zur Antriebswelle 12 durch die Scheibe 86 und den Anschlagring 84 übertragen. Die Druckkraft auf die Antriebs scheibe 68 wird zur Antriebswelle 12 über die Trägeranordnung 32 und den Anschlagring 30 übertragen. Da diese Druckkräfte gleich sind und in entgegengesetzte Richtungen wirken, werden die Kräfte in der Antriebswelle 12 aufgenommen.

Ein zusammengesetzter Zahnradatz 90 ist zwischen den Abtriebs scheiben 70, 72 angeordnet. Der Zahnradatz 90 umfaßt ein Sonnenrad 92, das über eine Keilverzahnung mit einer Abtriebs hohlwelle 94 verbunden ist, ein Hohlrad 96, das an dem Gehäuse 88 über einen Rahmen 98 befestigt ist, der auch die Anordnungen 77, 79 trägt, und eine Planetenradträgeranordnung 100. Die Planetenradträgeranordnung weist mehrere kämmende Planetenräder 102, 104 auf, die mit dem Sonnenrad 92 bzw. dem Hohlrad 96 kämmen. Die Planetenräder 102, 104 sind auf jeweiligen Zapfen 106, 108 drehbar montiert, die in Seitenplatten 110, 112 befestigt sind. Die Seitenplatte 110 weist eine innere Keilnutennabe 114 auf, die in Antriebsverbindung mit der Abtriebs scheibe 70 steht, und die Seitenplatte 112 steht in Antriebsverbindung mit der Abtriebs scheibe 72. Die Abtriebs scheiben 70, 72 drehen sich gemeinsam mit der Trägeranordnung 100. Das Sonnenrad 92 dreht sich aufgrund der Verbindung mit der Hohlwelle 94 gemeinsam mit dem Sonnenrad 38.

Kraft wird von dem Motor 22 über die Antriebswelle 12 zur stufenlos verstellbaren Einheit 10 übertragen. Kraft wird

von der stufenlos verstellbaren Einheit 16 über den zusammengesetzten Zahnradsatz 90 entlang der Hohlwelle 94 und in das Summierdifferential 18 hinein übertragen. Die Kraft wird dann von dem Summierdifferential 18 über die in Eingriff stehende Kupplung 20 und in die Abtriebswelle 14 hinein übertragen. Die Antriebswelle 12, die Hohlwelle 94 und die Abtriebswelle 14 sind koaxial ausgerichtet. Die Abtriebsdrehzahl des stufenlosen Getriebes 10 hängt von den einzelnen Drehzahlen des Sonnenrades 38 und der Trägeranordnung 32 des Summierdifferentialzahnradsatzes 18 ab. Die Trägeranordnung 32 wird mit der Drehzahl des Motors 22 gedreht, und das Sonnenrad 38 wird mit der Drehzahl des Sonnenrades 92 gedreht, die vom Übersetzungsverhältnis der stufenlos verstellbaren Einheit 16 abhängt.

Wenn die stufenlos verstellbare Einheit 16 derart eingestellt ist, daß sie ein maximales Übersetzungsverhältnis ins Langsame liefert, wird die Abtriebsdrehzahl des stufenlosen Getriebes 10 bei einer maximalen Rückwärtsdrehzahl liegen. Wenn die stufenlos verstellbare Einheit 16 derart eingestellt ist, daß sie ein maximales Übersetzungsverhältnis ins Schnelle liefert, wird die Abtriebsdrehzahl des stufenlosen Getriebes bei einer maximalen Vorwärtsdrehzahl liegen. Das stufenlose Getriebe wird einen neutralen Zustand aufweisen, der von den Zahnverhältnissen (Hohlradzähne dividiert durch Sonnenradzähne) in dem zusammengesetzten Zahnradsatz 90 und dem Summierdifferentialzahnradsatz 18 abhängt. Die Auswahl der Zahnverhältnisse bestimmt das maximale Gesamtübersetzungsverhältnis in sowohl der Vorwärtsrichtung als auch der Rückwärtsrichtung sowie die Lage des neutralen Zustandes. Beispielsweise wenn:

Maximales Übersetzungsverhältnis der stufenlos verstellbaren Einheit ins Langsame ist gleich 3,00
 Maximales Übersetzungsverhältnis der stufenlos verstellbaren Einheit ins Schnelle ist gleich 0,33
 Zahnverhältnis Hohlrad 96/Sonnenrad 92 ist gleich 1,90
 Zahnverhältnis Hohlrad 40/Sonnenrad 38 ist gleich 1,49
 Maximales Vorwärtsübersetzungsverhältnis ist gleich 1,47
 Maximales Rückwärtsübersetzungsverhältnis ist gleich -0,10.

Fachleute werden feststellen, daß die obigen Übersetzungsverhältnisse verändert werden können, um die maximalen Vorzüge für einen gegebenen Antriebsstrang zu schaffen. Deshalb sollten diese Werte keinesfalls als begrenzend angesehen werden.

Die Abtriebswelle 14 ist selektiv mit dem Hohlrad 40 über die selektiv in Eingriff bringbare Kupplung 20 verbindbar, wie es oben beschrieben wurde. Die Verwendung der Kupplung 20 versieht das Getriebe mit einem wirklichen neutralen Zustand. Dies erlaubt es, daß das Fahrzeug diesen Antriebsstrang gegebenenfalls zum Abschleppen verwenden kann. Durch Steuern des gleitenden Eingriffs der Kupplung 20 wird die stufenlos verstellbare Einheit 16 mit dem passenden Übersetzungsverhältnis synchronisiert, nachdem der Motor gestartet worden ist. Sobald das passende Übersetzungsverhältnis in der stufenlos verstellbaren Einheit erreicht worden ist, wird die Kupplung 20 vollständig in Eingriff gebracht, um eine im wesentlichen feste Antriebsverbindung herzustellen.

Zusammengefaßt umfaßt ein stufenloses Getriebe eine stufenlos verstellbare Einheit, die koaxiale Antriebs- und Abtriebswellen aufweist, die auch koaxial zum Antrieb und Abtrieb des stufenlosen Getriebes liegen. Die stufenlos verstellbare Einheit umfaßt einen Toroidantrieb mit zwei Antriebsselementen, zwei Abtriebsselementen und mehreren dazwischen angeordneten Übertragungselementen. Das stufenlose Getriebe umfaßt einen Summierdifferentialplanetenradsatz mit einem Element, das von dem Antrieb der stufenlos verstellbaren Einheit angetrieben wird, einem zwei-

ten Element, das von dem Abtrieb der stufenlos verstellbaren Einheit angetrieben wird, und einem dritten Element, das den Abtrieb des stufenlosen Getriebes antreibt. Der Abtrieb der stufenlos verstellbaren Einheit ist über einen zentralen zusammengesetzten Planetenradsatz verbunden, der koaxial um die Antriebswelle der stufenlos verstellbaren Einheit herum angeordnet und zwischen den Abtriebsselementen der stufenlos verstellbaren Einheit angeordnet ist. Die Antriebswelle der stufenlos verstellbaren Einheit absorbiert die durch die Antriebsselemente der stufenlos verstellbaren Einheit aufgebrachten Normalkräfte, wodurch die Tragfähigkeit von einigen der Drehlager reduziert werden kann.

Patentansprüche

1. Stufenloses Getriebe mit:
 einer Antriebswelle,
 einer Abtriebswelle, die koaxial zur Antriebswelle ausgerichtet ist,
 einer stufenlos verstellbaren Einheit, die beabstandete Antriebsselemente, Abtriebsselemente, die zwischen den Antriebsselementen angeordnet sind, und ein Übertragungsmittel aufweist, das in Reibeingriff zwischen jeweiligen Paaren der Antriebsselemente und der Abtriebsselemente steht,
 einem zentralen Planetenradsatz, der zwischen den Abtriebsselementen angeordnet ist und ein erstes Element, das in Antriebsverbindung mit den Abtriebsselementen steht, ein zweites Element, das in Antriebsverbindung mit einer Abtriebswelle der stufenlos verstellbaren Einheit steht, und ein drittes Element umfaßt, das ein Reaktionselement in dem zentralen Planetenradsatz bereitstellt, wobei die Abtriebswelle der stufenlos verstellbaren Einheit konzentrisch zur Antriebswelle angeordnet und koaxial zur Abtriebswelle ausgerichtet ist,
 einem Summierdifferentialplanetenradsatz, der ein erstes Element, das in Antriebsverbindung zwischen der Antriebswelle und einem Antriebsselement der stufenlos verstellbaren Einheit steht, ein zweites Element, das in Antriebsverbindung mit der Abtriebswelle der stufenlos verstellbaren Einheit steht und ein drittes Element aufweist, und
 einem Kraftübertragungsmittel, um das dritte Element des Summierdifferentials mit der Abtriebswelle in Antriebsverbindung zu bringen.
2. Stufenloses Getriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Kraftübertragungsmittel eine selektiv in Eingriff bringbare Kupplung umfaßt.
3. Stufenloses Getriebe nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch
 ein Mittel zum Aufbringen einer Normalkraft auf die stufenlos verstellbare Einheit, das koaxial zur Antriebswelle angeordnet ist, und
 ein Reaktionsmittel an der Antriebswelle, das mit der stufenlos verstellbaren Einheit zusammenwirkt, um die aufgebrachte Normalkraft in der Antriebswelle und der stufenlos verstellbaren Einheit aufzunehmen.
4. Stufenloses Getriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das erste Element des zentralen Planetenradsatzes eine Trägeranordnung umfaßt, die mehrere auf dieser montierte, erste und zweite kämmende Planetenräder aufweist, das zweite Element ein Sonnenrad umfaßt, das mit den ersten Planetenrädern kämmt, und das dritte Element ein Hohlrad umfaßt, das mit einem feststehenden Element des stufenlosen Getriebes verbunden ist und mit den zweiten Planetenrädern